

油气储运项目中双壳程换热器的应用分析

周占龙 杨俊杰 (山东莱克工程设计有限公司, 山东 东营 257000)

摘要: 介绍双壳程换热器在油气储运项目中的特征、使用, 概述其技术、经济优势, 运用相关计算和核算方法, 为双壳程换热器在油气储运领域的应用提供参考。本文介绍了一项胜利油田某联合站的技术改造项目, 其中双壳程换热器成功应用, 有效降低了能源成本和空间占用。在油气储运行业推广双壳程换热器的应用, 可以提高能量利用效率, 减少投资成本, 促进可持续发展。

关键词: 换热器; 双壳程; 应用; 油气储运

1 前言

油气储运行业是一个重要的行业领域, 对能源产业的发展 and 供应起着至关重要的作用。在这个行业中, 能源转移、储存和运输通常需要大量的热交换, 以维持合适的温度和压力。换热器是实现这一目标的关键设备之一。在石油天然气储存与运输行业, 一般的换热方式为采用加热设备加热热媒, 热媒与油气介质换热。据有关资料统计显示, 约 70% 的能量经过换热器传导, 换热器类设备投资费用约占项目总投资额的 30% 以上, 合理选用换热器对项目生命周期内的能量利用效率、投资费用与运行控制、运维检修等方面, 有重要意义。在工程中以管壳式换热器使用最为普遍, 其中普通单壳程换热器通过上下管口直连、优化布管排列形式等方式, 虽然可以在小流量、大换热温差工况下取得良好的换热效果, 但存在设备用钢量大、运维难度大等问题, 在一定的工况条件下, 双壳程换热器比单壳程换热器具有冷热介质全逆流、设备体积小、换热效率高、设备费用低等优点, 在当前节能要求逐渐提高的时代背景下, 在工程应用中应注意加以推广。

2 双壳程换热器特征

双壳程换热器属于管壳式换热器, 其内部主要结构与固定管板式换热器、浮头列管式换热器、U 型管换热器基本一致, 最大的区别是在壳程中心设置一块纵向隔板, 实现折流板、管束上下分开, 是壳层介质在壳程内沿换热管长度方向往返次数为 2 次, 双壳程换热器内部结构见图 1。在管程、壳程介质全逆流流动状态下, 使介质流速达到适宜雷诺数, 减少换热“死区”, 提高换热效率。据有关工程实例统计表明, 双壳程换热器的换热面积要大于同直径单壳程换热器的换热面积; 与两台小直径单壳程换热器相比, 一台大直径双壳程换热器具有换热效率高、占地少、重量轻、节省投资等优点。

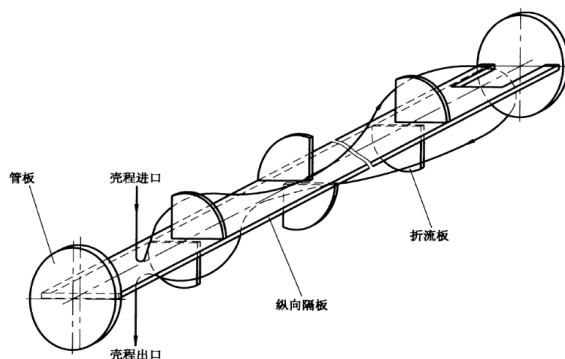


图 1 双壳程换热器内部结构示意图

3 双壳程换热器的使用

在胜利油田某联合站技术改造项目中, 需将流量为 9000kg/h 的含盐污水从 140℃ 冷却至 40℃, 经过初步分析认为, 该工况流量小、温差大, 若采用单壳程换热器, 需要设置 3 台 DN400 换热器串联才能满足工艺要求, 设备及系统配套投资约为 300 万元, 另外该联合站工艺区内空间较为紧凑, 在原有区域设置 3 台换热器困难较大, 综合考虑后认为温度校正系数小于 0.8, 拟采用双壳程换热器。经过核算, 双壳程换热器型号确定为 BFS600-1.0/2.0-106.8-6/19-4/2-I。

项目投产后, 该型号双壳程换热器管程介质为循环冷却水, 壳程介质为含盐污水, 管程操作压力 0.3~0.4MPa, 壳程操作压力 1.2~1.4MPa, 管程操作温度 30~45℃, 壳程操作温度 40~140℃, 实现全逆流换热, 换热器出口的冷却水和污水温差为 5℃, 换热效率较好。换热效果满足原有设计要求, 双壳程换热器在该项目中取得原定设计目标, 经济性和节能型取得良好效果。

基于双壳程换热器的诸多优点, 结合上述项目的参数设定前提, 对双壳程换热器工艺核算提出应用分析方法。

4 双壳程换热器的核算

设备选型计算, 特别是核算是定型的关键, 双壳

程换热器也不例外，其计算与核算过程与一般管壳式换热器基本一致。

本节分为2个部分来做阐述，第一部分是换热器计算流程和主要公式，主要依据是现行《热交换器》GB/T151-2014；第二部分是在工程应用中的实际计算案例。

4.1 换热器计算流程和主要公式

4.1.1 计算流程

①计算热负荷；②计算对数平均温差；③根据经验选取总传热系数，估算传热面积；④初选热交换器型式参数：在这一步，我们初步选择双壳程换热器的型号和参数，包括壳程和管程的尺寸、材料等。这将作为设计的起点，但后续计算可能需要进行调整以满足项目要求；⑤确定流体流径（管程、壳程），计算阻力降：需要明确定义原油和冷却介质在管程和壳程中的流动路径。这不仅包括流速的计算，还涉及到阻力降的考虑。确保流体在换热器内均匀流动将有助于获得最佳的换热效果；⑥计算阻力降与允许阻力降比较，若大于允许阻力降，应重复计算；⑦计算管、壳计算管程和壳程的对流传热系数，考虑可能的污垢热阻；⑧计算所需传热面积，与初选传热面积比较，若不满足设计要求时，应重复计算。

这些计算和分析步骤将有助于确保所选择的双壳程换热器能够满足项目需求，既高效又经济。在工程应用中，双壳程换热器的选择和设计是确保油气储运项目成功实施的关键一步。

4.1.2 主要公式

传热系数 K 值固定不变时，按式 (B.1) 计算：

$$Q = K \cdot A \cdot \Delta t_m \quad (B.1)$$

式中：

Q — 热负荷，W；

K — 以换热管外表面积为基准计算的总传热系数，W/(m²·℃)；

A — 所需传热的换热管有效外表面积，m²；

Δt_m — 整个传热面积上的有效平均温差，℃。

传热系数 K 随温度呈线性变化时，按式 (B.2) 或式 (B.3) 计算：

$$Q = A \frac{K_2 \Delta t_1 - K_1 \Delta t_2}{\ln \frac{K_2 \Delta t_1}{K_1 \Delta t_2}} \quad (\text{顺流或逆流}) \quad (B.2)$$

$$Q = A \frac{K_2 \Delta t_1 - K_1 \Delta t_2}{\ln \frac{K_2 \Delta t_1}{K_1 \Delta t_2}} \quad (\text{其他流动方式}) \quad (B.3)$$

式中：

K_1 — 大温差端 Δt_1 端的传热系数，W/(m²·℃)；

K_2 — 小温差端 Δt_2 端的传热系数，W/(m²·℃)；

F — 温差校正系数；

Δt_1 — 热换热器大温差端的流体温差，℃；

Δt_2 — 热换热器小温差端的流体温差，℃。

总传热系数：

以换热管外表面积为基准的总传热系数 K 按式 (B.4) 计算：

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_o} + r_o\right) \frac{1}{\eta} + r_w + r_i \left(\frac{A_o}{A_i}\right) + \frac{1}{\alpha_i} \left(\frac{A_o}{A_i}\right)} \quad (B.4)$$

式中：

α_o — 管外对流传热系数，W/(m²·℃)；

α_i — 管内对流传热系数，W/(m²·℃)；

γ_o — 管外污垢热阻，m²·℃/W；

γ_i — 管内污垢热阻，m²·℃/W；

η — 翅化比，光管为 1.0；

A_o/A_i — 换热管外表面积与内表面积之比；

r_w — 用管外表面表示的管壁热阻，m²℃/W。对于光管，管壁热阻按式 (B.5) 计算：

$$r_w = \frac{d}{2\lambda_w} \ln \left(\frac{d}{d - 2\delta_w} \right) \quad (B.5)$$

式中：

d — 光管外径，m；

δ_w — 光管壁厚，m；

λ_w — 换热管导热系数，W/(m·℃)。

在正常操作条件下和两次清洗之间的正常操作周期内，为保证换热器的传热性能，在计算中应考虑污垢热阻。污垢热阻壳参照《热交换器》GB/T 151-2014 选取。

4.2 实际计算案例

胜利油田某联合站除盐污水输送至污水处理装置前，需要达到 40℃，换热器的运行工艺参数如表 1。

根据工艺条件，换热负荷为 1050kW，如选用单壳程换热器，温度效率为 0.1363，热容量比为 6.6667，查

阅相关资料显示，温度校正系数小于 0.8，单壳程换热器已不太合适。结合上文 B.1~B.5 以及其他相关公式，故本项目选用双壳程换热器，初选双壳程换热器型号为 BFS600-1.0/2.0-106.8-6/19-4/2-I，管程介质为循环冷却水，壳程介质为含盐污水，管程操作压力 0.3~0.4MPa，壳程操作压力 1.2~1.4MPa，管程操作温度 30~45℃，壳程操作温度 40~140℃。相关计算结果见表 2。该双壳程换热器壳程、管程流体温度分布情况见图 2。

表 1 换热器的运行工艺参数

序号	类型	项目名称	单位	壳程 (污水)	管程 (冷却水)
1	操作条件	流体质量流量	kg/s	2.5	
2		入口温度	℃	140	30
3		出口温度	℃	40	45
4		入口压力	MPa	1.5	0.3~0.4
5		出口压力	MPa	-	-
6		允许压降	kPa	50	50
7		污垢热阻 (估)	m ² · C/W	0.0005	0.0006
8		比热	kJ/kg · C	4.182	4.182
9	物理性质	临界温度	℃	374	374
10		粘度	Pa · S	0.000195	0.0007972
11		导热系数	W/ (m ² · °C)	0.3	0.3

表 2 双壳程换热器核算成果

序号	项目名称	单位	壳程 (污水)	管程 (冷却水)
1	流体质量流量	kg/s	2.5	16.67
2	入口温度	℃	140	30
3	出口温度	℃	40	45
4	入口压力	MPa	1.4	0.3~0.4
5	膜传热系数	W/(m ² ·℃)	2144.1	4924.3
6	污垢热阻	m ² ·C/W	0.005	0.00064
7	最高流速	m/s	0.16	1.36
8	压力降（允许 / 计算）	kPa	50/4.131	50/41.432
9	洁净流体总传热系数	W/(m ² ·℃)	1397.6	
10	含污垢总传热系数	W/(m ² ·℃)	538.3	
11	对数平均温差	℃	35.99	
12	实际 / 需要换热面积比 （含污垢 / 洁净流体）	1.93/5.01		
13	折流板间距	mm	200	
14	折流板数量	个	27	
15	折流板切口率	-	25.92%	
16	换热管口径（外）	mm	19.05	
17	换热管数量	根	304	
18	换热管布管方式	—	正方形排列	
	换热管间距	mm	25.4	

该换热器定型后于 2020 年 4 月份投产运行，经过长时间运行表明，该换热器实现原有换热目标，取得良好效果。

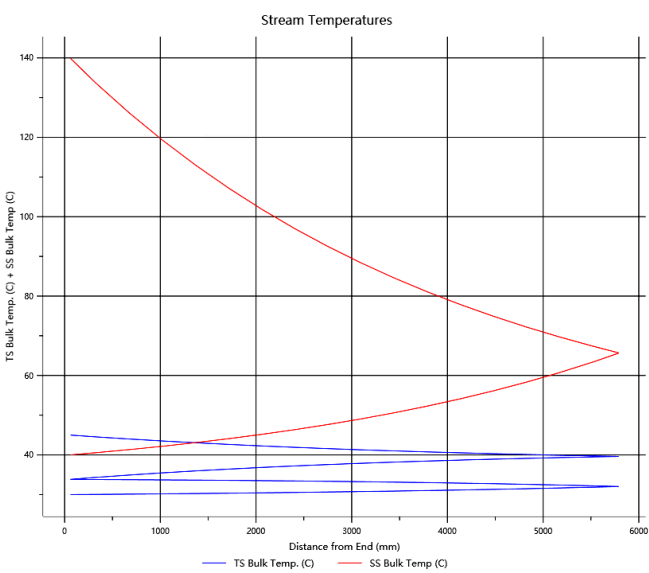


图 2 换热器壳程、管程流体温度分布

5 结论

随着国内节能增效理念的不断落实，双壳程换热器在油气储运行业的应用已经取得了显著的效益。通过提高换热器的换热效率，可以在不增加设备数量的情况下实现更好的能量利用效率，减少投资费用，同时降低运行成本。双壳程换热器具备技术和经济上的优势，是一种适宜的换热解决方案，应继续推广和应用。此外，应该进一步推进双壳程换热器的标准化和模块化研究，以满足不同工程项目的需求，据有关文献介绍，双壳程换热器在其他领域已有较为成熟的应用，中国石化工程建设公司研发设计的《双壳程系列化换热器工程图》也已实现“模块式 - 同类项合并”的目标，在一般情况下，可以节省本类设备投资 25%~30%。

需要指出的是，换热器的选型计算是一个相对复杂的过程，因此建议在实际应用中积极采用行业主流的仿真计算软件，如 Aspen Exchanger Design and Rating，以作为计算结果的对比和依据。根据相关文献介绍，双壳程换热器在石油炼化领域已经有较为成熟的应用，因此可以在一般情况下实现设备投资的节省。这表明双壳程换热器是一种具有广泛应用前景的技术，有望在节能和经济效益方面发挥更大的作用。

参考文献：

[1] 余建祖, 谢永合. 换热器原理与设计 (第 2 版) [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2019.
[2] 祝芬芳. 双壳程系列换热器工程图的应用标准与规范 [J]. 石油化工设备技术, 2004, 25(6): 64-66.